

(19)日本国特許庁 (J P)

(12) 公 開 特 許 公 報 (A)

(11)特許出願公開番号

特開平8-291715

(43)公開日 平成8年(1996)11月5日

(51)Int.Cl. ⁶	識別記号	庁内整理番号	F I	技術表示箇所
F 0 2 B	29/08		F 0 2 B 29/08	E
	29/02		29/02	A
	29/04		29/04	B

審査請求 未請求 請求項の数7 O L (全 7 頁)

(21)出願番号 特願平7-96454

(22)出願日 平成7年(1995)4月21日

(71)出願人 000220262

東京瓦斯株式会社

東京都港区海岸1丁目5番20号

(72)発明者 岡本 和久

東京都豊島区西巣鴨1-28-3-304

(72)発明者 下形 智史

神奈川県川崎市高津区梶ヶ谷2-11-2

東京ガス寮

(72)発明者 張 福▲榮▼

神奈川県川崎市幸区南幸町2-43 フレス
コ川崎302

(72)発明者 庄司 不二雄

千葉県流山市加573

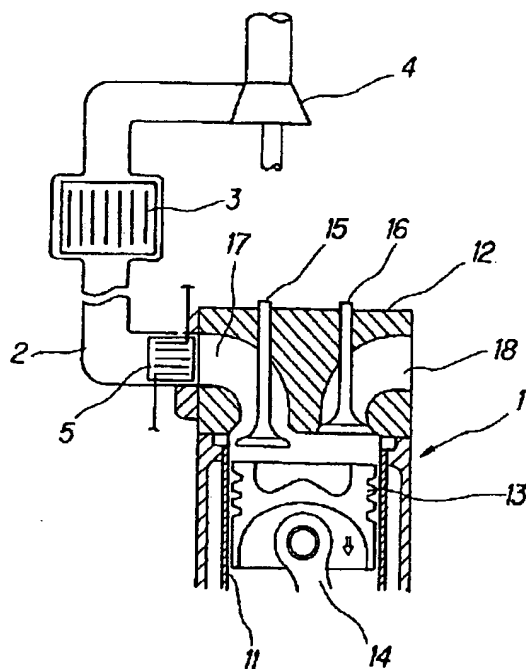
(74)代理人 弁理士 高橋 敏忠 (外1名)

(54)【発明の名称】 ミラーサイクルエンジン用吸気機構

(57)【要約】

【目的】 遅閉じミラーサイクルエンジンにおいて、シリンダからポートに逆流した高温ガスの吹き返しを冷却することにより吸気温度を低下させる装置を提供する。

【構成】 本発明のミラーサイクルエンジン用吸気機構は、吸気マニホールド(20)とシリンダヘッド(12)の各々の吸気ポート(17)との結合部に、シリンダ(11)内から吹き返された混合気を冷却する吹き返し吸気冷却手段(5、5A、5B)を設けている。



【特許請求の範囲】

【請求項1】 遅閉じミラーサイクルエンジンの吸気マニホールドと、シリンダヘッドの各々の吸気ポートとの結合部に、該ガスエンジンのシリンダ内から吹き返された混合気を冷却する吹き返し吸気冷却手段を設けたことを特徴とするミラーサイクルエンジン用吸気機構。

【請求項2】 前記吹き返し吸気冷却手段は、エンジンの全ての気筒について共通しており且つ一体型に構成されている請求項1のミラーサイクルエンジン用吸気機構。

【請求項3】 前記吹き返し吸気冷却手段は、複数個設けられた分割型に構成されている請求項1のミラーサイクルエンジン用吸気機構。

【請求項4】 前記吹き返し吸気冷却手段が、エンジンの気筒の内部に入り込んだ態様で配置されている請求項1、2、3のいずれか1項のミラーサイクルエンジン用吸気機構。

【請求項5】 前記吹き返し吸気冷却手段の冷却水系は、エンジンの吸気管に介装されたインタークーラの冷却水系と連通している請求項1、2、3、4のいずれか1項のミラーサイクルエンジン用吸気機構。

【請求項6】 前記エンジンは、シリンダブロックを冷却する冷却水系と、シリンダヘッドを冷却する冷却水系とが別系統となっており、シリンダヘッドを冷却する冷却水系の水温はシリンダブロックを冷却する冷却水系の水温よりも低く、低い水温の冷却水系により冷却されるシリンダヘッド自体が前記吹き返し吸気冷却手段を構成している請求項1のミラーサイクルエンジン用吸気機構。

【請求項7】 前記シリンダヘッドを冷却する冷却水系は、インタークーラの冷却水系と連通している請求項6のミラーサイクルエンジン用吸気機構。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【産業上の利用分野】 本発明はミラーサイクルエンジンの吸気機構に関し、より詳細には、遅閉じミラーサイクルエンジンにおける吸気機構に関する。

【0002】

【従来の技術】 内燃機関における熱効率の改善方法として、燃焼ガスの持つエネルギーを十分に膨張させて取り出すミラーサイクルエンジンが知られている。そしてこのミラーサイクルエンジンには吸気早閉じ方式と、吸気遅閉じ方式がある。

【0003】 吸気早閉じ方式は、図3（バルブリフト特性図）のb線で示す様に、a線で示す通常の吸気弁のバルブリフト特性に比較してバルブリフトの最大値は同じであるが、吸気弁を直接早く閉じるような特性となっている。しかし、その様な特性とした結果、吸気弁の着座の速度、加速度が大きくなり、弁本体の強度や、弁座の強度に問題が生ずる。ここで、吸気弁の着座の速度、加

速度を等しくするためには、同図中c線のようにバルブリフトを減少すれば良いが、バルブリフトを減少すれば吸気効率が低下してしまう。

【0004】 これを避けるために、図4に示す様に、吸気ポート17に至る吸気管2の途中に開閉手段、例えばエンジン回転と同調して開閉するロータリバルブ6（ロータリバルブのバルブリフト特性は図3のd線で示す）や図示しないリード等、を介装する手法がとられる。

【0005】 しかしながら、図4から明らかな様に、吸気弁15とロータリバルブ6との間にむだ容積（D/V）が存在してしまうことにより、ロータリバルブを閉じた後も「むだ容積」（D/V）分の混合気が吸入されてしまうという問題がある。また、吸気タイミングや吸気管形状等について複雑な機構が必要となるため、コストの増加、耐久性の不安等も存在する。

【0006】 ここで、吸気早閉じ方式においては、図5の指圧線図の線ABに示す様に吸気行程を途中で止め、図4に戻り、更にそこからピストン13が下降するとシリンダ11内部の気体が膨張し、温度降下が起きる所謂内部冷却サイクルが含まれるメリットを持つ一方、ロータリバルブ等は吸気抵抗になり圧力損失が生じるため、より高い吸気圧力を必要とする。

【0007】 これに対して、吸気遅閉じ方式を採用した場合のバルブリフト特性を図6の特性曲線eで示す。そして吸気遅閉じ方式の場合、ピストンが下死点から上昇に移っても、吸気バルブを開けたままであり、一旦シリンダ内に流入した吸気は吸気ポート側に押し戻される（吹き返し）。その後燃るべきピストン位置で吸気バルブを閉じれば、そこから実際の圧縮行程となる。

【0008】 ここで、遅閉じミラーサイクルエンジンは吸気カムの交換のみで実現可能であり、上述した早閉じ方式の様にロータリバルブ等を設ける必要が無い。そのため、低コストで耐久性、信頼性にも優れる。また、図6のハッチングを付した領域の面積分だけバルブ流通面積を稼げるため、吸気効率が向上し、吸気圧力を低くすることが出来る。そして、吸気圧力を高くすることが無いのに起因して、エンジンの効率低下を防止することが出来る。

【0009】

【発明が解決しようとする課題】 しかし、上述した様に、遅閉じミラーサイクルでは一旦シリンダ内に流入した吸気がポートに逆流する。すなわち、吹き返し吸気が存在する。ここで、シリンダ内は高温であるため、吹き返し吸気は比較的高温となる。そのため、インタークーラにより冷却した吸気が吹き返し吸気により加熱され、次の吸入行程で使用される時には暖められてしまう。その結果、吸気が熱膨張して吸気効率が減少してしまう。更には、ノッキングが生じ易くなるという問題点がある。

【0010】 図7では吸気弁の閉じる時期によって吸気

ポートにおける吸気温度が変化の様子が示されている。図7から明らかな様に、吸気弁を閉じる時機を遅らせる（図7において、横軸の右方向）と、一旦高温のシリンダ内に流入して温度が上昇した吹き返し吸気が増量し、吸気温度（図7の縦軸）が上昇する。

【0011】ここで、図7はインタークーラ出側の温度が50℃で一定にした場合における吸気ポートの温度を示している。図7から明らかな様に、遅閉じミラーサイクルにおいて吸気バルブが閉じるタイミングをより遅らせていくと、インタークーラ出側の温度を50℃に保つためには、クーラで更に冷却する必要がある。そのため、実際の遅閉じミラーサイクルで吸気バルブが閉じるタイミングが遅れる程、実際の温度は図7で示す以上に上昇することが予測出来る。

【0012】そして、図8で示す様に、吸気温度が上昇すればノッキング限界が低下してエンジン出力が低下する。尚、図8において特性曲線が複数示されているが、これは、エンジン仕様、運転条件等の違いによる試験変数群である。

【0013】本発明は、上述した様な従来の遅閉じミラーサイクルエンジンにおける問題点の解消を目的としている。

【0014】

【課題を解決するための手段】発明者は種々研究及び検討の結果、遅閉じミラーサイクルエンジンにおいて、シリンダ内から上流側へ逆流した高温の吹き返し吸気を冷却すれば、上述した問題点を解決できることに着目した。

【0015】本発明のミラーサイクルエンジン用吸気機構は、遅閉じミラーサイクルエンジンの吸気マニホールドと、シリンダヘッドの各々の吸気ポートとの結合部に、該ガスエンジンのシリンダ内から吹き返された混合気を冷却する吹き返し吸気冷却手段を設けている。

【0016】本発明の実施に際して、前記吹き返し吸気冷却手段は、例えば既設のインタークーラ冷却水等を冷媒とするものが好ましい。

【0017】また、前記吹き返し吸気冷却手段は、エンジンの全ての気筒について共通しており且つ一体型に構成されていても良く、或いは、該吹き返し吸気冷却手段を複数個設けられた分割型に構成しても良い。ここで分割型に構成する場合は、各気筒毎に吹き返し吸気冷却手段を設けても良いし、複数気筒毎に吹き返し吸気冷却手段を設けても良い。

【0018】さらに、前記吹き返し吸気冷却手段はエンジンの気筒の内部に入り込んだ状態で配置されているのが好ましい。すなわち、吹き返し吸気冷却手段の一部分が気筒内部に位置しているか、或いは、吹き返し吸気冷却手段全体が気筒内部に位置しているのが好ましい。

【0019】そして、前記吹き返し吸気冷却手段の冷却水系は、エンジンの吸気管に介装されたインタークーラ

の冷却水系と連通しているのが好ましい。もちろん、前記吹き返し吸気冷却手段の冷却水系と、インタークーラの冷却水系とを別系統に構成しても良い。

【0020】また、前記エンジンは、シリンダブロックを冷却する冷却水系と、シリンダヘッドを冷却する冷却水系とが別系統となっており、シリンダヘッドを冷却する冷却水系の水温はシリンダブロックを冷却する冷却水系の水温よりも低く、低い水温の冷却水系により冷却されるシリンダヘッド自体が前記吹き返し吸気冷却手段を構成しているのが好ましい。もちろん、低い水温の冷却水系により冷却されるシリンダヘッドとは別体に、前記吹き返し吸気冷却手段を構成しても良い。いずれの場合においても、前記シリンダヘッドを冷却する冷却水系は、インタークーラの冷却水系と連通しているのが好ましい。

【0021】

【作用】上述した様な構成を具備する本発明のミラーサイクルエンジン用吸気機構によれば、遅閉じミラーサイクルの吸入行程から圧縮行程に至る場合に、一定期間吸気バルブは開いたままであり、一旦シリンダ内に流入した吸気が吸気ポート側に吹き返される。この際に、吸気マニホールドとシリンダヘッドの吸気ポートとの結合部に介装された吹き返し吸気冷却手段により、当該吹き返された（高温の）吸気を冷却する。そのため、吹き返し吸気は冷却されて、次の吸気行程には充填効率の高い冷えた吸気が得られるのである。

【0022】従って、早閉じ方式の欠点を解消出来るという遅閉じ方式の長所を維持しつつ、従来の遅閉じ方式の欠点であった吸気効率の減少及びエンジン出力の低下が解消するのである。

【0023】

【実施例】以下、図1及び図2に基づいて本発明の実施例について説明する。尚、遅閉じミラーサイクルエンジンの吸気系装置は、「従来の技術」欄で説明されているものに「吹き返し吸気冷却手段」を付加した以外の点では概略同様であるので、重複説明は省略する。

【0024】図1において、エンジン1において、内壁をコネクティングロッド14で連結されたピストン13が摺動するシリンダ11と、該シリンダ11の上部に位置し吸気ポート17と排気ポート18を有するシリンダヘッド12と、前記吸気ポート17と前記排気ポート18の開閉部を開閉する吸気弁15及び排気弁16が設けられている。そして、図示しない空気取り入れ口から前記シリンダヘッドの吸気ポート17に至る吸気系統には吸気管2が設けられ、吸気管2には、ターボチャージャ4、インタークーラ3、吹き返し吸気冷却手段である吹き返し吸気冷却用クーラ5が介装されている。

【0025】吹き返し吸気冷却用クーラ5の取付け状態の詳細は、図2に示されている。図2から明らかな様に、吸気冷却用クーラ5は、吸気マニホールド20とシリ

シリンダヘッド12の吸気ポート17との接合部であって、吸気ポート17に極力近い位置において、各吸気ポート17毎に取り付けられている。

【0026】作動に際して、吸気ポート17から吸気管2方向に逆流する高温の吹き返し吸気は、各吸気ポート17毎に取り付けられた吹き返し吸気冷却用クーラ5により冷却されるので、次の吸気行程では吸気がシリンダ11内に充填される。そのため、体積効率が低下することはない。

【0027】図2で示す実施例では、吸気冷却用クーラ5は各吸気ポート17毎に取り付けられているが、図9で示す様に、全ての気筒32・・・について共通する一体型の吸気冷却用クーラ5Aを設けてることも出来る。或いは図10で示す様に、各々の気筒32毎に（換言すれば2本の吸気ポート17、17毎に）吸気冷却用クーラ5B・・・が設けられている。

【0028】図1では、吸気冷却用クーラ5は吸気ポート17から完全に外れた位置（吸気ポート17には入り込んでいない位置）に設けられている。しかし、図11において実線で示す様に、吸気冷却用クーラ5全体を吸気ポート17内に入り込んだ位置に設けることが可能である。或いは、図11において点線で示す様に、吸気冷却用クーラ5の一部が吸気ポート17内に入り込む様に設置することも可能である。なお、図11において、符号201は吸気マニホールド内の流路を示す。

【0029】図12で示す実施例は、インタークーラ3の冷却水系と吸気冷却用クーラ5B・・・（図10）の冷却水系とを、符号CL-1で示す冷却水系で共通させたものである。

【0030】図13において、遅閉じミラーサイクルエンジン1において、シリンダヘッド12を冷却する冷却水系CL-12と、シリンダブロック34を冷却する冷却水系CL-34とを別系統として、且つ、シリンダヘッド冷却水系CL-12内の冷却水温度を、シリンダブロック冷却水系CL-34内の冷却水温度よりも低く設定してある。そして図13の実施例では、吹き返し吸気冷却用クーラ5、5A、5Bに代えて、低い温度の冷却水で冷却されるシリンダヘッド12自体が吹き返し吸気冷却手段を構成している。

【0031】ここで、シリンダブロック冷却水系CL-34内の冷却水温度をシリンダヘッド冷却水系CL-12内と同等まで低下せしめて、エンジン全体の冷却水温度を下げないのは、エンジン全体の冷却水温度を下げた場合には、オイルの温度が低下し、摩擦損失及び冷却損失が増大するため、エンジンの効率が低下してしまうからである。これに対して、図13で示す様にシリンダヘッド冷却水系CL-12内の冷却水温度のみを低く設定すれば、摩擦損失及び冷却損失を増大する事無く、吸（排）気ポートのみを冷却することが出来るのである。

【0032】ここで、図13では示されていないが、

シリンダヘッド冷却水系CL-12をインタークーラ3（図13では図示せず）の冷却水系、或いは吸気冷却用クーラ5、5A、5B（図13では図示せず）の冷却水系と共通させても良い。また図13で示す実施例において、図示されていないが、シリンダヘッド12自体で構成される吹き返し吸気冷却手段に加えて、上述した吹き返し吸気冷却用クーラ5、5A、5Bをも設けることが可能である。

【0033】なお、図示の実施例において、エンジン1はガソリンエンジンのみならず、ガソリンエンジン、ディーゼルエンジン、その他でも適用可能である旨を付記する。

【0034】

【発明の効果】以上の説明した様に、本発明のミラーサイクルエンジン用吸気機構によれば、遅閉じミラーサイクルの吸入行程から圧縮行程に至る場合に、吹き返される高温の吸気（吹き返し吸気）は、シリンダ側の吸気ポートと吸気マニホールド側との結合部に介装された吹き返し吸気冷却用クーラを通過する際に冷却される。そのため、次の吸気行程には充填効率の高い冷えた吸気がシリンダ内に吸入されるのである。

【0035】従って、体積効率が向上し、ミラーサイクルの長所である熱効率の向上が十分に果すことが出来る。それに加えて、ノッキングが抑制されるので、エンジン出力が低下することも防止される。

【図面の簡単な説明】

【図1】本発明の一実施例を示すブロック図

【図2】本発明による吹き返し吸気冷却用クーラを含む吸気系を示す平面図。

【図3】早閉じミラーサイクルのバルブリフト特性図。

【図4】ロータリバルブを用いた従来の早閉じミラーサイクルエンジンを示すブロック図。

【図5】早閉じミラーサイクルのPV線図。

【図6】遅閉じミラーサイクルのバルブリフト特性図。

【図7】吸気バルブ閉じ時期を変数とした場合の吸気ポートの吸気温度を示すグラフ。

【図8】ノッキング限界における吸気温度と出力の関係を示すグラフ。

【図9】吹き返し吸気冷却用クーラの他の例を示す平面図。

【図10】吹き返し吸気冷却用クーラのさらに別の例を示す平面図。

【図11】吹き返し吸気冷却用クーラと吸気ポートの相対位置関係を示す部分断面図。

【図12】インタークーラの冷却水系と吹き返し吸気冷却用クーラの冷却水系との関係を示すブロック図。

【図13】本発明の他の実施例で用いられるエンジンを示すブロック図。

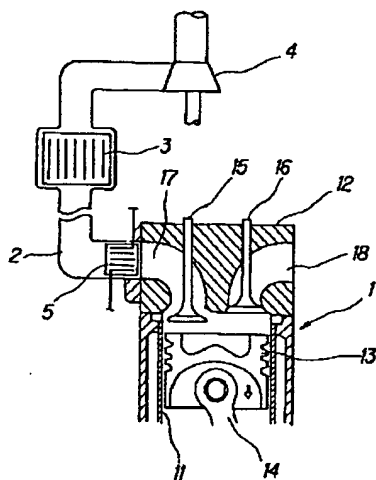
【符号の説明】

1・・・エンジン

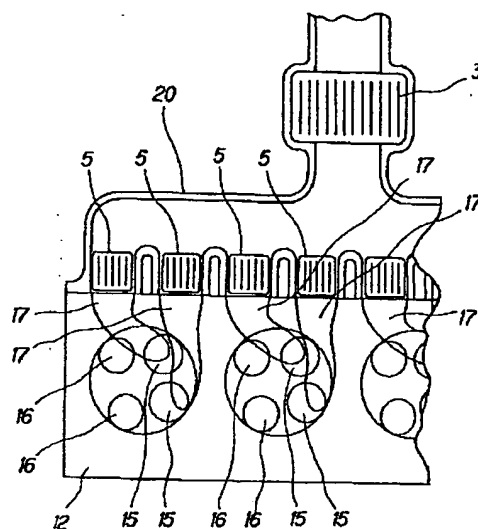
- 2・・・吸気管
- 3・・・インタクーラ
- 4・・・ターボチャージャ
- 5、5A、5B・・・吹き返し吸気冷却用クーラ
- 6・・・ロータリバルブ
- 11・・・シリンダ
- 12・・・シリンダヘッド

- 13・・・ピストン
- 15・・・吸気弁
- 17・・・吸気ポート
- 20・・・吸気マニホルド
- 32・・・気筒
- 34・・・シリンダブロック

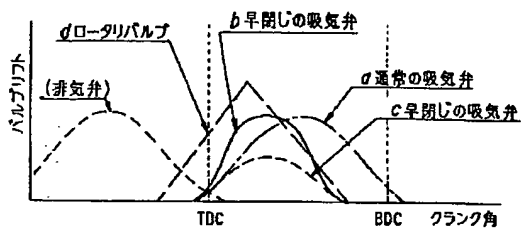
【図1】



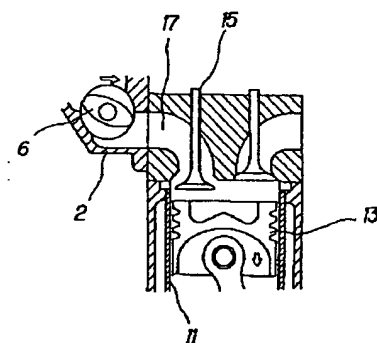
【図2】



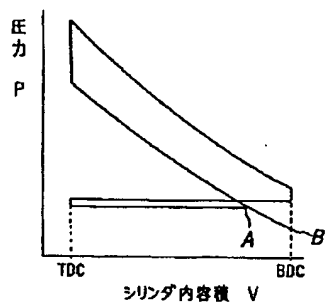
【図3】



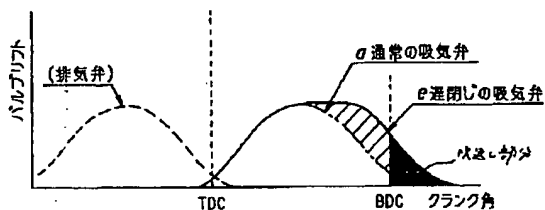
【図4】



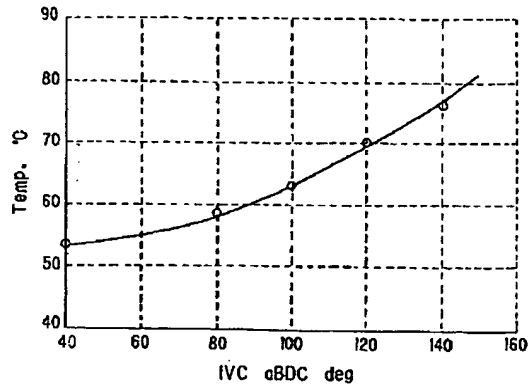
【図5】



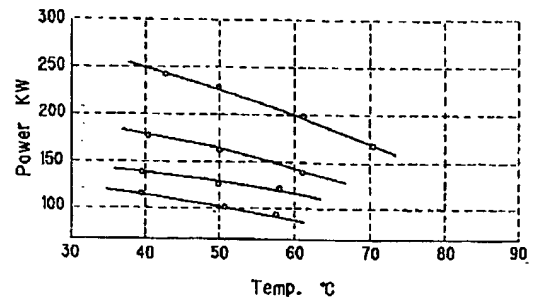
【図6】



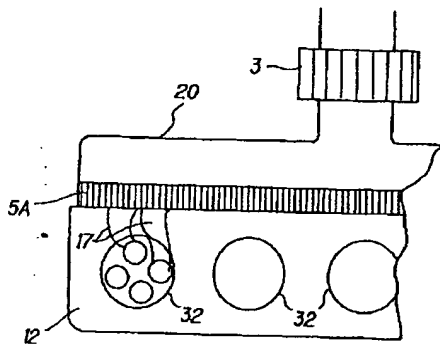
【图7】



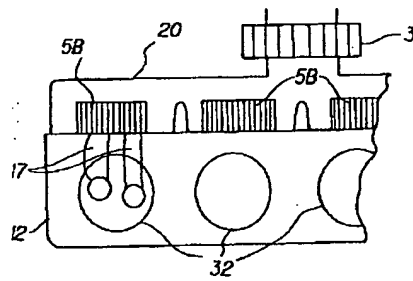
【图8】



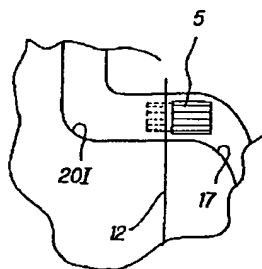
【图9】



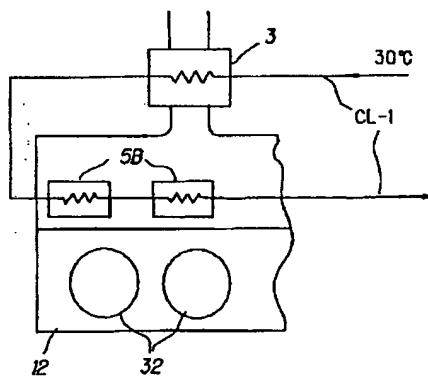
【图10】



【图11】



【图12】



【図13】

